

Attorney Docket # 4452-622

Express Mail #EV370153390US  
Patent

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

In re Application of  
Herbert JOHANN et al.  
Serial No.: n/a  
Filed: concurrently  
For: Hydrodynamic Clutch Arrangement With A  
Clutch Device Inside The Clutch Housing

**LETTER TRANSMITTING PRIORITY DOCUMENT**


Mail Stop **Patent Application**  
Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

SIR:

In order to complete the claim to priority in the above-identified application under  
35 U.S.C. §119, enclosed herewith is the certified documentation as follows:

German Application No. **103 14 331.9**, filed on March 28, 2003,  
upon which the priority claim is based.

Respectfully submitted,  
COHEN, PONTANI, LIEBERMAN & PAVANE

By   
Thomas C. Pontani  
Reg. No. 29,763  
551 Fifth Avenue, Suite 1210  
New York, New York 10176  
(212) 687-2770

Dated: March 29, 2004

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:** 103 14 331.9

**Anmeldetag:** 28. März 2003

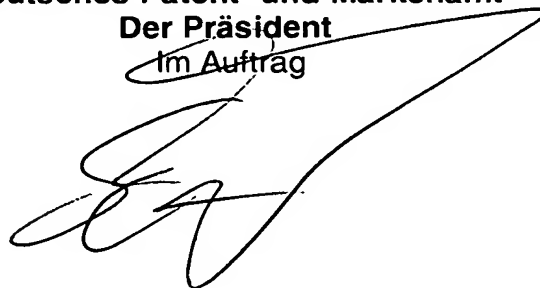
**Anmelder/Inhaber:** ZF Friedrichshafen AG,  
88038 Friedrichshafen/DE;  
ZF Sachs AG,  
97424 Schweinfurt/DE.

**Bezeichnung:** Hydrodynamische Kupplungsanordnung mit  
einer Kupplungsvorrichtung innerhalb des  
Kupplungsgehäuses

**IPC:** F 16 H 45/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 12. Februar 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag



Schäfer

Hydrodynamische Kupplungsanordnung mit einer  
Kupplungsvorrichtung innerhalb des Kupplungsgehäuses

5 Die Erfindung betrifft eine hydrodynamische Kupplungs-  
anordnung gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1.

10 Eine solche hydrodynamische Kupplungsanordnung ist aus  
der US 6 019 202 A bekannt und wird dort durch einen hydro-  
dynamischen Drehmomentwandler gebildet, der mit einem Pum-  
penrad und einem Turbinenrad sowie mit einem Leitrad zur  
Bildung eines hydrodynamischen Kreises innerhalb eines Kupp-  
lungsgehäuses versehen ist. Dieses Kupplungsgehäuse ist mit  
seiner einem Antrieb, wie beispielsweise einer Brennkraftma-  
15 schine, zugewandten antriebsseitigen Gehäusewandung mit dem  
Antrieb verbunden, und nimmt abtriebsseitig, also an der  
einem Getriebe zugewandten Seite, eine Kupplungsvorrichtung  
auf, über welche eine Wirkverbindung zwischen dem Kupplungs-  
gehäuse und dem Pumpenrad herstellbar oder aber diese Wirk-  
20 verbindung aufhebbar ist.

25 Durch eine derartige Kupplungsvorrichtung ist die hyd-  
rodynamische Kupplungsanordnung mit Vorzug bei Arbeitsma-  
schinen, wie beispielsweise bei Schaufelbaggern, einsetzbar,  
da bei diesen Arbeitsmaschinen eine kombinierte Fahr- und  
Hubbewegung gefordert ist, wobei die Hubbewegung auf die  
Schaufel bezogen ist. So kann durch zumindest teilweises  
Ausrücken der Kupplungsvorrichtung die Übertragung des vom  
Antrieb eingeleiteten Drehmomentes auf das Pumpenrad und  
damit auf den hydrodynamischen Kreis reduziert werden, so-  
30 dass lediglich noch ein Restmoment die hydrodynamische Kupp-  
lungsanordnung abtriebsseitig verlassen und zum nachfolgen-  
den Getriebe geleitet wird. Die Folge hiervon ist ein für

die Fahrbewegung der Arbeitsmaschine verfügbares, minimales Drehmoment, während der Hauptanteil des vom Antrieb gelieferten Drehmomentes an einer beliebig wählbaren Verzweigungsstelle für die Hubbewegung der Schaufel bereitgestellt werden kann. Verständlicherweise wird bei diesem Betriebszustand die beim Gegenstand gemäß der US-Patentschrift vorgesehene, zwischen Kupplungsgehäuse und Turbinenrad wirksame Überbrückungskupplung ausgerückt sein, um eine Übertragung des vom Antrieb gelieferten Drehmomentes auf das Getriebe zu vermeiden.

Wird dagegen keine Schaufelbewegung gefordert, sondern bevorzugt eine Fahrbewegung der Arbeitsmaschine, so wird die Kupplungsvorrichtung eingerückt, sodass auf das Kupplungsgehäuse geleitetes Drehmoment, wie bei hydrodynamischen Drehmomentwandlern üblich, entweder über den hydrodynamischen Kreis oder über die Überbrückungskupplung zum Getriebe übertragen werden kann.

In der US-Patentschrift wird kein Hinweis auf die konstruktive Ausbildung der Kupplungsvorrichtung gegeben, jedoch lässt die zeichnerische Darstellung den Schluss zu, dass die Kupplungsvorrichtung zwar zwischen Kupplungsgehäuse und Pumpenrad wirksam ist, im Gegensatz zu der Überbrückungskupplung aber nicht in das Kupplungsgehäuse integriert ist. Dies hat zur Folge, dass, wie auch aus Fig. 1 der US-Patentschrift erkennbar ist, ein eigener hydraulischer Druckkreis zum Ein- oder Ausrücken der Kupplungsvorrichtung zwingend vorgesehen sein muss. Dadurch wird die hydrodynamische Kupplungsanordnung konstruktiv aufwendig und energetisch ungünstig. Des Weiteren ist von einem erhöhten Raumbedarf auszugehen, der auch bei Arbeitsmaschinen grundsätzlich zu vermeiden ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine hydrodynamische Kupplungsanordnung mit einer Kupplungsvorrichtung zwischen einem Kupplungsgehäuse und einem Pumpenrad derart auszubilden, dass sich die gewünschte Funktionalität bei minimalem Konstruktions- und Bauraumaufwand und gleichzeitiger Gewährleistung eines hohen energetischen Wirkungsgrades ergibt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch das im Kennzeichen angegebene Merkmal gelöst. Durch Integration der Kupplungsvorrichtung innerhalb des Kupplungsgehäuse kann auf ein separates Gehäuse für die Kupplungsvorrichtung völlig verzichtet werden, was sich insbesondere deshalb als besonderer Vorteil erweist, weil ein Gehäuse für die Kupplungsvorrichtung aufgrund des gegebenenfalls innerhalb dieses Gehäuses anliegenden Überdruckes zum Einen mit hinreichender Gehäusestabilität ausgebildet sein muss, und zum Anderen über umfangreiche Abdichtmaßnahmen verfügen muss, um einen Austritt des den benötigten Druck aufbauenden hydraulischen Fördermediums dauerhaft vermeiden zu können. Da das Kupplungsgehäuse einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung, wie beispielsweise eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers oder aber einer Hydrokupplung, ohnehin für einen Überdruck ausgelegt und zudem mit den notwendigen Abdichtmaßnahmen versehen ist, sind für die Kupplungsvorrichtung keine aufwanderhöhenden Maßnahmen zu treffen. Darüber hinaus ergibt sich der besondere Vorteil für die Kupplungsvorrichtung, dass diese an die gleiche Druckversorgungsanlage wie beispielsweise auch der hydrodynamische Kreis oder eine gegebenenfalls vorhandene Überbrückungskupplung angeschlossen sein kann, sodass auch diesbezüglich kaum Mehraufwand gegenüber

einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung ohne eine derartige Kupplungsvorrichtung entsteht.

5        Besonders vorteilhaft gestaltet sich die Integration  
der Kupplungsvorrichtung in das Kupplungsgehäuse, wenn eine  
axial zwischen einem Kupplungskolben der Kupplungsvorrich-  
10        tung und einer abtriebsseitigen Gehäusewandung des Kupp-  
lungsgehäuses vorgesehene Steuerkammer derart an die Druck-  
versorgungsanlage angeschlossen ist, dass die Steuerkammer  
entweder mit dem im hydrodynamischen Kreis anliegenden Über-  
druck die entsprechende Seite des Kupplungskolbens beauf-  
schlagt, oder aber im wesentlichen drucklos ist. Solange in  
15        der Steuerkammer im wesentlichen der gleiche Druck wie im  
hydrodynamischen Kreis anliegt, ist der Kupplungskolben  
beidseits dem gleichen Druck unterworfen und somit praktisch  
ausgerückt, da er in diesem Betriebszustand keine Anpress-  
kraft auf den Übertragungsbereich der Kupplungsvorrichtung  
20        ausüben kann, die beispielsweise in Form einer Lamellenkupp-  
lung realisiert ist. Auch sind bei einer derartigen Be-  
triebsweise keine Abdichtungsmaßnahmen zwischen hydrodynami-  
ischem Kreis und Steuerkammer erforderlich, da bei Druck-  
gleichheit keine wesentliche Verlagerung von Fördermedium  
zwischen dem hydrodynamischen Kreis und der Steuerkammer zu  
erwarten ist.

25        Wird die Steuerkammer dagegen durch Umsteuerung der  
Druckversorgungsanlage im wesentlichen drucklos gemacht, so  
wird der an der Seite des hydrodynamischen Kreises nun an-  
liegende Überdruck den Kolben in Richtung der bereits er-  
wähnten Lamellenkupplung belasten, sodass aufgrund der dann  
30        jeweils im Reibbereich der Lamellen herrschenden hohen Flä-  
chenpressung die Reibflächen eine hinreichende Dichtfunktion  
übernehmen, insbesondere, wenn zumindest eine der mit Flä-

chenpressung aneinander liegenden Reibflächen mit einem Reibbelag versehen ist. Aber selbst für den Fall, dass entweder die Reibfläche und/oder eine Gegenreibfläche mit Aussparungen, wie beispielsweise Nutungen, zum Durchfluss von Fördermedium zugunsten einer Kühlungsfunktion der Reibflächen versehen sein sollte, handelt es sich bei dem auf diese Weise die Lamellenkupplung durchdringenden Volumenstrom lediglich um eine Restleckage, welche einerseits an den Druckverhältnissen zwischen hydrodynamischem Kreis und Steuerkammer wenig zu ändern vermag, und andererseits problemlos bei der Versorgung des hydrodynamischen Kreises mit frischem Fördermedium wieder aufgefüllt werden kann.

Bei der zuvor geschilderten Ausführung der Kupplungsvorrichtung genügt demnach eine Druckversorgungsanlage, die maximal die Steuerkammer mit einem Druck beaufschlagen muss, der nicht über den Druck im hydrodynamischen Kreis hinausgeht. Hierdurch hält sich sowohl der pumpenmäßige Aufwand als auch die Notwendigkeit von Abdichtmaßnahmen in denjenigen Grenzen, die an der Druckversorgungsanlage im Hinblick auf den hydrodynamischen Kreis ohnehin realisiert sein müssen.

Falls die zuvor erwähnte Restleckage durch die Lamellenkupplung insbesondere bei Ausbildung von Reibflächen mit Aussparungen entlang der gesamten radialen Erstreckungsrichtungsweite der Reibflächen erfolgen sollte, werden erfindungsgemäß Abdichtungsmaßnahmen vorgeschlagen. So besteht beispielsweise die Möglichkeit, an der Steuerkammer einerseits durch Abdichtungen im inneren Radialbereich des Kupplungskolbens sowie in dessen radial mittleren oder radial äußeren Radialbereich eine druckfeste Trennung gegenüber dem hydrodynamischen Kreis zu erwirken, andererseits aber den

Kupplungskolben in einem außerhalb der Abdichtungen liegenden Radialbereich mit Strömungsdurchlässen auszubilden, die in Strömungsverbindung mit den in Reibflächen vorgesehenen Aussparungen stehen. Auf diese Weise kann sich ein räumlich begrenzter Volumenstrom bilden, der für einen begrenzten Durchfluss viskosen Fördermediums durch die Aussparungen der Reibflächen sorgt, und zwar in Abhängigkeit von eventuellen Druckdifferenzen im Strömungsbereich.

Es sind unterschiedliche konstruktive Ausgestaltungen der Kupplungsvorrichtung vorstellbar. Zum Einen kann der Kupplungskolben mit der Pumpenradnabe drehfest, aber axial verlagerbar sein und eine Anbindung tragen, die als Lamellentträger für die Lamellenkupplung dient. Ebenso ist vorstellbar, die als Lamellentträger wirksame Anbindung an der Pumpenradschale zu befestigen und den Kolben drehfest, aber axial verlagerbar, auf einer abtriebsseitigen Gehäusenabe des Kupplungsgehäuses anzuordnen. Bei beiden Ausgestaltungen erfolgt die jeweils drehfeste, aber axial verlagerbare Verbindung des Kolbens mit dem denselben tragenden Bauteil vorzugsweise mittels einer Axialverzahnung, der jeweils eine Abdichtung zur druckdichten Trennung von hydrodynamischem Kreis und Steuerkammer sowie ein Axialanschlag zur Begrenzung der axialen Verlagerbarkeit des Kolbens zugeordnet sein können. Sowohl die Abdichtung als auch der Axialanschlag sind mit Vorzug jeweils im Bereich des Kupplungskolbenfußes angeordnet. Ergänzt werden kann diese Einrichtung durch eine Axialfeder, die sich einerseits an dem Axialanschlag und anderenends am Kupplungskolben abstützt, und diesen somit in Richtung zur Lamellenkupplung stets leicht vorgespannt hält. Damit sorgt die Axialfeder für eine unterbrechungsfreie Anlage des Kolbens an der Lamellenkupplung, was nicht nur für eine stetige Wirkverbindung einzelner Lamellen untereinander



sorgt, sondern auch der abtriebsseitig letzten Lamelle mit der benachbarten abtriebsseitigen Kupplungswandung. Mit dieser Konstruktion wird zwingend sichergestellt, dass selbst in denjenigen Betriebsphasen, in denen die Steuerkammer mit dem gleichen Druck wie der hydrodynamische Kreis beaufschlagt ist, dem Kupplungskolben eine eindeutig definierte Position zugeordnet ist.

In einer weiteren Ausgestaltungsform werden die Vorteile der Kupplung speziell zum Kaltstart der Antriebsmaschine verwendet. Da die Kupplung durch den Wandlerinnendruck geschlossen wird, ist die Kupplung im Drucklosen Zustand, somit beim Stillstand der Antriebsmaschine geöffnet. Die Antriebsmaschine lässt sich ohne den Widerstand des hydrodynamischen Wandlers anfahren, da das Pumpenrad bei geöffneter Kupplung stillsteht. Erreicht die Antriebsmaschine eine ausreichende Drehzahl wird der Wandler mit Öl befüllt, wodurch sich ein Innendruck aufbaut, welcher automatisch die Kupplung schließt und somit das Pumpenrad antreibt. Die Kupplung überträgt so lange Drehmoment, bis der Gegendruck auf der anderen Seite des Kolbens den Wandlerinnendruck erreicht und die Verbindung von der Antriebsmaschine zum Pumpenrad trennt.

Die vorliegende Erfindung wird nachfolgend mit Bezug auf die Zeichnung anhand bevorzugter Ausgestaltungsformen detailliert beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1 ein Prinzip-Schaltbild eines Antriebsstranges mit einem Antrieb, einer Kupplungsanordnung und einem Getriebe;

Fig. 2 eine vergrößerte Herauszeichnung einer in Fig. 1 gezeigten Einzelheit X;

Fig. 3 eine Längsschnittansicht der Kupplungsanordnung mit einer einen Kupplungskolben aufweisenden Kupplungsvorrichtung, wobei der Kolben eine als Lamellenträger für Lamellen einer Lamellenkupplung dienende Anbindung aufnimmt;

Fig. 4 wie Fig. 3, aber mit einer an einem Pumpenrad der Kupplungsanordnung befestigten Anbindung als Lamellenträger;

Fig. 5 eine Darstellung eines Reibbereiches der Kupplungsvorrichtung in Fig. 3 gemäß der Schnittlinie III-III;

Fig. 6 wie Fig. 4, aber mit Abdichtmaßnahmen am Kupplungskolben radial mittig und radial innen;

Fig. 7 eine Darstellung eines Reibbereiches der Kupplungsvorrichtung in Fig. 6 gemäß der Schnittlinie VI-VI;

Fig. 8 wie Fig. 6, aber mit einer Axialfeder am Kupplungskolben und

Fig. 9 eine vergrößerte Herauszeichnung einer in Fig. 6 gezeigten Einzelheit Y.

In Fig. 1 ist ein Antriebsstrang 1 mit einer erfindungsgemäßen Kupplungsanordnung 3 schematisch dargestellt. Die Kupplungsanordnung 3 umfasst ein Kupplungsgehäuse 5, das über eine Mehrzahl von Befestigungselementen 7 und ein Kuppelungselement 9, wie z. B. eine Flexplatte, mit einem Antrieb 11, beispielsweise der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine 13, zur gemeinsamen Drehung gekoppelt werden kann und, wie in Fig. 2 deutlich gezeigt, im Bereich einer Drehachse 15 einen Lagerzapfen 17 aufweist, der an einer antriebsseitigen Gehäusenabe 19 (Fig. 3) ausgebildet und in einer am Antrieb 11 ausgebildeten Zentrierführung 21 aufgenommen ist. An der vom Antrieb 11 entfernt liegenden Axialseite weist das Kupplungsgehäuse 5 gemäß Fig. 3 eine abtriebsseitige Gehäusenabe 23 auf, die über ein Zahnrad 27 eine nicht gezeigte Fluidförderpumpe zur Drehung antreibt. Zur abtriebsseitigen Gehäusenabe 23 konzentrisch angeordnet ist ein Abtriebsorgan 29, das mit seinem freien Ende in das Kupplungsgehäuse 5 ragt. Dieses Abtriebsorgan 29 kann beispielsweise eine Getriebeeingangswelle 31 eines Getriebes 25 (Fig. 1) sein.

Das Kupplungsgehäuse 5 weist eine sich von der antriebsseitigen Gehäusenabe 19 aus im wesentlichen nach radial außen erstreckende antriebsseitige Gehäusewandung 33 und eine sich von der abtriebsseitigen Gehäusenabe 23 aus im Wesentlichen nach radial außen erstreckende abtriebsseitige Gehäusewandung 35 auf. An der abtriebsseitigen Gehäusewan-

5     dung 35 ist im radial äußeren Bereich eine die beiden Gehäusewandungen 30, 35 axial miteinander verbindende Gehäuseaußenschale 37 angeformt, die über ein Widerlager 39 für eine noch zu beschreibende Überbrückungskupplung 41 an der antriebsseitigen Gehäusewandung 33 befestigt ist.

10     Wie aus Fig. 3 erkennbar ist, verfügt die Kupplungsanordnung 3 innerhalb des Kupplungsgehäuses 5 über eine Kupplungsvorrichtung 43, die mit einem Kupplungskolben 45 versehen ist. Dieser ist mit seinem Kupplungskolbenfuß 44 über eine zwischen dem Kupplungskolbenfuß 44 und einer Pumpenradnabe 49 eines Pumpenrades 51 ausgebildete Verzahnung 47 mit der Pumpenradnabe 49 und damit auch mit dem Pumpenrad 51 in drehfester, aber axial verlagerbarer Verbindung. Im Erstreckungsbereich des Kupplungskolbenfußes 44 axial benachbart zur Verzahnung 47 ist ein Axialanschlag 58 für den Kupplungskolben 45 an der Pumpenradnabe 49 vorgesehen, um die zuvor erwähnte Axialverlagerbarkeit des Kupplungskolbens 45 zu begrenzen. Des Weiteren ist, radial zwischen dem Kupplungskolbenfuß 44 und der Pumpenradnabe 49 wirksam, eine Abdichtung 55 in der Pumpenradnabe 49 eingelassen, wobei durch diese Abdichtung 55 für die erforderliche Druckdichtigkeit der beidseits des Kupplungskolbens 45 vorgesehenen Räume gesorgt ist, von denen der dem Pumpenrad 51 zugewandte Raum Teil eines hydrodynamischen Kreises 104 ist, und der zwischen der Gegenseite des Kupplungskolbens 45 und der benachbarten, abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 nachfolgend als Steuerkammer 77 bezeichnet ist.

Der Kupplungskolben 45 verfügt im radial äußeren Bereich über eine Mehrzahl von Bohrungen 61, die zur Aufnahme jeweils einer zapfenförmigen Anbindung 190 dienen. Diese übernimmt die Funktion eines Außenlamellenträgers 62 für Außenlamellen 63, die mit Innenlamellen 65 in Wirkverbindung bringbar sind und gemeinsam mit diesen eine Lamellenkupplung 66 bilden. Zumindest die Innenlamellen 65 sind bei diesem Ausführungsbeispiel beidseitig mit Reibbelägen 67 ausgebildet, die somit Reibflächen 69 bilden und mit Gegenreibflächen 71 an den Außenlamellen 63 sowie an der abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 zusammenwirken. Die abtriebsseitig letzte Reibfläche 69 steht zumindest bei eingerückter Kupplungsvorrichtung 43, also bei soweit als möglich an die abtriebsseitige Gehäusewandung 35 angenähertem Kupplungskolben 45, mit der Gegenreibfläche 71 der abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 in Eingriff. Auf diese Weise übernehmen die Reibflächen 69 der Lamellenkupplung 66 in Verbindung mit den Gegenreibflächen 71 die Funktion einer radial äußeren Abdichtung 73 der Steuerkammer 77, zumal wenn gemäß Fig. 5 die Reibbeläge 67 lediglich an einer Radialseite mit nutungsförmigen Aussparungen 183 zum Durchgang kühlenden viskosen Fördermediums versehen sind, und an der anderen Radialseite, im vorliegenden Beispiel an der radialen Außenseite, über einen in Umfangsrichtung unterbrechungsfreien Belaganteil 184 verfügen.

Zurückkommend auf die Lamellenkupplung 66, stehen die Innenlamellen 65 über eine Verzahnung 76 in drehfester Verbindung mit einer als Innenlamellenträger 75 dienenden Halterung, die an der abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 befestigt ist.

Da die Steuerkammer 77 antriebsseitig durch den als Trennwand 46 wirksamen Kupplungskolben 45, nach radial außen durch die Lamellenkupplung 66 und in Richtung zum Getriebe durch die abtriebsseitige Gehäusewandung 35 im wesentlichen druckdicht begrenzt ist, verbleibt lediglich der radial innere Bereich der Steuerkammer 77 für eine Verbindung mit einer lediglich schematisch eingezeichneten Druckversorgungsanlage 83. Hierzu sind in der abtriebsseitigen Gehäuse-  
nabe 23 bohrungsförmige Anschlüsse 79 enthalten, die in eine erste Steuerleitung 81 münden, welche an die Druckversorgungsanlage 83 angeschlossen ist.

Die Funktionsweise der Kupplungsvorrichtung 43 ist wie folgt:

Ein vom Antrieb 11 auf das Kupplungsgehäuse 5 geleitetes Drehmoment soll durch Einrücken der Kupplungsvorrichtung 43 auf das Pumpenrad 51 übertragen werden. Hierzu wird die Druckversorgungsanlage 83 über die erste Steuerleitung 81 und die Anschlüsse 79 für ein Druckniveau in der Steuerkammer 77 sorgen, welches unterhalb des Druckniveaus im hydrodynamischen Kreis 104 liegt. Bevorzugt kann die Steuerkammer 77 hierbei drucklos, das heißt lediglich im wesentlichen mit Atmosphärendruck beaufschlagt sein. Der Kupplungskolben 46 wird unter der Wirkung des Überdruckes im hydrodynamischen Kreis 104 in Richtung zur abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 gepresst und beaufschlagt dadurch die zwischen ihm und dieser Gehäusewandung 35 vorhandenen Lamellen 63, 65 der Lamellenkupplung 66 mit hinreichend hoher Flächenpressung, die für die Übertragung des Drehmomentes benötigt wird. Das am Kupplungsgehäuse 5 und somit am Innenlamellenträger 75 anliegende Drehmoment wird auf die Innenlamellen 65 und von diesen über die Außenlamellen 63 und den

Außenlamellenträger 62 auf den Kupplungskolben 45 übertragen, der das Moment seinerseits über die Verzahnung 47 am Kupplungskolbenfuß 44 auf die Pumpenradnabe 49 überträgt.

5 Zum Ausrücken der Kupplungsvorrichtung 43 wird durch die Druckversorgungsanlage 83 die erste Steuerleitung 81 mit einem Druck beaufschlagt, der im wesentlichen demjenigen des hydrodynamischen Kreises 104 entspricht, sodass über die Anschlüsse 79 auch die Steuerkammer 77 entsprechend druckbeaufschlagt ist. Auf den Kupplungskolben 45 wirkt somit keine definierte Druckdifferenz mehr, wodurch zwischen den Lamellen 63, 65 der Lamellenkupplung 66 gerade noch so geringe Flächenpressungen wirksam sind, dass nur noch geringe Schleppmomente in der zuvor beschriebenen Weise über die  
10  
15 Lamellenkupplung 66 auf den Kupplungskolben 45 und von diesem auf die Pumpenradnabe 49 übertragbar sind.

Selbstverständlich kann die Druckversorgungsanlage 83 über die erste Steuerleitung 81 und die Anschlüsse 79 die Steuerkammer 77 auch mit Drücken beaufschlagen, die betragsmäßig zwischen den beiden zuvor erwähnten Extremen angesiedelt sind.  
20

Sollte bei starkem Schlupf im Bereich der Lamellenkupplung 66 eine starke Aufheizung von Reibflächen 69 und Gegenreibflächen 71 erfolgen, ist auch eine Ausbildung der Reibbeläge 67 gemäß Fig. 7 mit Aussparungen 183 denkbar, welche den gesamten radialen Erstreckungsbereich der Reibbeläge 67 und damit der Reibbereiche 69 durchmessen. Zwar ist  
25  
30 bei einer derartigen Ausgestaltung der Reibbeläge 67 mit einem begrenzten Volumenstrom aus dem hydrodynamischen Kreis 104 in die Steuerkammer 77 zur rechnen, sofern deren Druckniveau unterhalb desjenigen des hydrodynamischen Krei-

5 ses 104 liegt, jedoch kann dieser Volumenstrom, der im Vergleich zum Volumenstrom des hydrodynamischen Kreises 104 lediglich eine „Restleckage“ bildet, problemlos bei der Versorgung des hydrodynamischen Kreises 104 mit frischem viskosen Fördermedium ausgeglichen werden. Bezüglich der Kupplungsvorrichtung 43 an sich ergeben sich bei einer derartigen konstruktiven Lösung keine Nachteile, da bei eingerückter Kupplungsvorrichtung 43 diese in die Steuerkammer 77 eindringende Restleckage problemlos über die Anschlüsse 79 zur Druckversorgungsanlage 83 abströmen kann, sodass die benötigte Druckdifferenz beidseits des Kupplungskolbens 45 erhalten bleibt, während bei ausgerückter Kupplungsvorrichtung 43 aufgrund gleicher Druckverhältnisse beidseits des Kupplungskolbens 45 ohnehin kein Abdichtungsbedarf besteht.

15  
20  
25  
Bevor nachfolgend auch der restliche Teil der erfindungsgemäßen hydrodynamischen Kupplungsanordnung 3 erläutert werden soll, sei noch kurz auf weitere Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Kupplungsvorrichtung 43 eingegangen. So zeigt Fig. 4 eine Ausführung, bei welcher der Kupplungskolben 45 auf der abtriebsseitigen Gehäusenabe 23 angeordnet ist, und zwar mittels der Verzahnung 47, die eine drehfeste, aber axial verlagerbare Aufnahme des Kupplungskolbens 45 über dessen Kupplungskolbenfuß 44 gestattet. Auch bei dieser Ausführung ist ein Axialanschlag 58 zur Begrenzung des Axialweges des Kupplungskolbens 45 sowie eine Abdichtung 55 zwischen dem hydrodynamischen Kreis 104 und der Steuerkammer 77 vorhanden.

30  
Radial außen ist am Pumpenrad 51 und insbesondere hierbei an dessen Pumpenradschale 92 die als Lamellenträger 62 dienende Anbindung 190 vorgesehen. Anders als bei der Ausführung gemäß Fig. 3 ist hier die Anbindung 190 aller-



5 dings mehrteilig ausgebildet, und zwar mit einem an der Pumpenradschale 92 befestigten Anbindungsstumpf 193 und einem an demselben aufgenommenen Zapfen 191. Am Letztgenannten greifen die Außenlamellen 63 der Lamellenkupplung 66 an, sodass auch bei dieser Ausführung die Anbindung 190 als Außenlamellenträger 62 wirksam ist. Die Innenlamellen 65 sind in bereits bekannter Weise drehfest mit dem an der abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 befestigten Innenlamellenträger 75 verbunden.

10 Bei dieser Ausführung wird ein am Kupplungsgehäuse 5 anliegendes Drehmoment über den Innenlamellenträger 75 und die Lamellen 65, 63 sowie den Außenlamellenträger 62 auf das Pumpenrad 51 übertragen. In gleicher Weise wie bei der Ausführung gemäß Fig. 3 ist hierbei der Druck in der Steuerkammer 77 zwischen dem Druckniveau des hydrodynamischen Kreises 104 und einem drucklosen Zustand variierbar.

20 Die in Fig. 4 gezeigte Ausführung der Kupplungsvorrichtung 43 wird in Fig. 6 weitergebildet, indem dort, wie eine vergrößerte Herauszeichnung in Fig. 9 zeigt, am Kupplungskolben 45 in dessen mittleren Radialbereich eine radial äußere Abdichtung 186 vorgesehen ist, durch welche die Steuerkammer 77 gegenüber dem hydrodynamischen Kreis 104 abgedichtet ist. Diese Abdichtung 186 lässt auch eine Betriebsweise zu, bei welcher in der Steuerkammer 77 zum Ausrücken der Kupplungsvorrichtung 43 ein höherer Druck angelegt wird als im hydrodynamischen Kreis 104. Zum Einrücken der Kupplungsvorrichtung 43 kann Druckgleichheit im hydrodynamischen Kreis 104 und in der Steuerkammer 77 bestehen, oder aber ein gegenüber dem hydrodynamischen Kreis geringerer Druck in der Steuerkammer 77. Radial außerhalb der Abdichtung 186 sind Strömungsdurchlässe 188 im Kupplungskolben 45 enthalten, die

einen kompakten Strömungskreislauf in radial durchgängigen Aussparungen 183, wie sie beispielsweise in Fig. 7 gezeigt sind, ermöglichen, ohne dass hierbei eine Restleckage in die Steuerkammer 77 erfolgt.

5

Die Abdichtung 186 weist, wie Fig. 9 zeigt, einen am Kupplungskolben 45 befestigten Abdichtungsträger 192 auf, der in einer Ausnehmung 194 ein Dichtmittel 196 aufnimmt, das in Kontakt mit dem Innenlamellenträger 75 steht und dadurch die Dichtwirkung ausübt. Gleichzeitig können, wie die in Fig. 9 eingezeichneten Pfeile zum Ausdruck bringen, die Aussparungen 183 in den Reibbelägen 67 durchströmt werden.

10

15

Auch Fig. 8 zeigt diese Konstruktion, allerdings in Verbindung mit einer Axialfeder 72, welche den Kupplungskolben 45 ungeachtet des jeweiligen Druckunterschiedes zwischen dem hydrodynamischen Kreis 104 und der Steuerkammer 77 stets leicht vorgespannt in einer axialen Position hält, in welcher ein Kontakt des Kupplungskolbens 45 über die Lamellenkupplung 66 mit der Reibfläche 71 an der abtriebsseitigen Gehäusewandung 35 sichergestellt ist.

20

25

Zurückkommend auf die Fig. 3 soll nachfolgend auch Aufbau und Funktionsweise des hydrodynamischen Kreises 104 sowie der Überbrückungskupplung 41 näher beschrieben werden.

30

Beginnend mit der Druckversorgung ist am gleichen Bauteil, in welchem die erste Steuerleitung 81 vorgesehen ist, also in einer Stützwelle 116, auch eine zweite Steuerleitung 85 angeschlossen, die in Axialbohrungen 86 mündet. Die Axialbohrungen sind, in Umfangsrichtung gesehen, gegenüber der in der Schnittebene liegenden ersten Steuerleitung 81 versetzt und, da außerhalb der Schnittebene liegend, strich-

liniert dargestellt. Die Stützwelle 116, die als Hohlwelle ausgebildet ist, umschließt ihrerseits die Getriebeeingangswelle 31, die über eine Verzahnung 124 eine Turbinennabe 122 drehfest, aber axial verschiebbar aufnimmt, und greift zudem über eine Verzahnung 120 drehfest an einem Freilauf 110 eines Leitrades 102 an. Radial innerhalb der Stützwelle 116 verbleibt ein Ringkanal 88 gegenüber der Getriebeeingangswelle 31, wobei in den Ringkanal 88 eine dritte Steuerleitung 87 mündet. Eine vierte Steuerleitung 89 führt dagegen zu einer in der Getriebeeingangswelle 31 vorgesehenen Mittenbohrung 90. Auch die Steuerleitungen 85, 87, 89 sind, ebenso wie die Steuerleitung 81, jeweils an die Druckversorgungsanlage 83 angeschlossen, sodass durch diese über die Steuerleitungen 85, 87, 89 die restlichen Teile der Kupplungsanordnung 3 mit Druck beaufschlagt sowie mit frischem viskosen Fördermedium versorgt werden können.

Das Pumpenrad 51, dessen Pumpenradschale 92 mit Pumpenradschaufeln 94 versehen ist, wirkt mit einem Turbinenradschale 98 sowie Turbinenradschaufeln 100 aufweisenden Turbinenrad 96 sowie mit einem Leitrad 102 zusammen. Pumpenrad 51, Turbinenrad 96 und Leitrad 102 bilden in bekannter Weise den hydrodynamischen Kreis 104 und umschließen einen Innentorus 106.

Es sind Leitrad-schaufeln 112 des Leitrades 102 auf einer Leitradnabe 108 vorgesehen, die auf dem bereits erwähnten Freilauf 110 angeordnet ist. Der Letztgenannte stützt sich einerseits über eine mit zeichnerisch nicht dargestellten Strömungsdurchlässen ausgebildete Axiallagerung 114 an der Pumpenradnabe 49 und andererseits über eine ebensolche Axiallagerung 132 an der Turbinennabe 122 axial ab, die in einem radial äußeren Bereich zur Befestigung

eines Turbinenradfußes 118 sowie zweier Deckbleche 126 mittels einer Nietverbindung 130 dient. Die Turbinennabe 122 stützt sich ihrerseits über eine Axiallagerung 134 an einer antriebsseitigen Gehäusewandungsnahe 144 der antriebsseitigen Gehäusewandung 33 ab. Nach radial innen hin ist die Turbinennabe 122 über eine Abdichtung 136 gegenüber der Getriebeeingangswelle 31 abgedichtet, nach radial außen durch eine Abdichtung 138 gegenüber der antriebsseitigen Gehäusewandungsnahe 144.

Über die Mittenbohrung 90 der Getriebeeingangswelle 31 eingeströmtes Fördermedium gelangt in einen zwischen antriebsseitiger Gehäusenabe 19 und antriebsseitiger Gehäusewandungsnahe 144 vorgesehenen Übergangsraum 140 und von diesem über Kanäle 146 in der Gehäusewandungsnahe 144 nach radial außen in eine Kammer 155, die axial zwischen der antriebsseitigen Gehäusewandung 33 und einem Kolben 154 der bereits erwähnten Überbrückungskupplung 41 angeordnet ist. Dieser zentrisch zur antriebsseitigen Gehäusewandung 33 angeordnete Kolben 54 ist mit seiner von der Kammer 155 abgewandten Seite dem hydrodynamischen Kreis 104 zugewandt und in Abhängigkeit von den Druckverhältnissen im hydrodynamischen Kreis 104 sowie in der Kammer 155 zum Ein- oder Ausrücken der Überbrückungskupplung 41 zwischen zwei unterschiedlichen axialen Grenzstellungen bewegbar. Der Kolben 154 ist mittels eines auf der Gehäusewandungsnahe 44 gelagerten Kolbenfußes 152 axial verschiebbar, wobei eine im Kolbenfuß 152 eingelassene Kolbendichtung 150 ihre Abdichtfunktion gegenüber der Gehäusewandungsnahe 44 wahrnimmt. Im radial äußeren Bereich des Kolbens 154 ist dieser ebenfalls abgedichtet geführt und kommt über eine Tellerfeder 158 axialelastisch an einer Druckplatte 146 in Anlage.

Die Druckplatte 146 ist, ebenso wie eine Zwischenlamelle 160, an einem an der antriebsseitigen Gehäusewandung 33 sowie am Widerlager 39 befestigten Zapfen 162 drehfest aufgenommen und als Außenlamelle 164 einer Lamellenkupplung 148 wirksam, die zudem über Innenlamellen 165 verfügt, die jeweils über eine Verzahnung 166 mit einer Nabenscheibe 168 eines Torsionsschwingungsdämpfers 156 verbunden sind. Diese Nabenscheibe 168, die als Eingangsdämpferteil 169 des Torsionsschwingungsdämpfers 156 wirksam ist, steht über einen Umfangsfedersatz 170 mit den bereits erwähnten Deckblechen 126 in Wirkverbindung, wobei die letztgenannten als Ausgangsdämpferteil 172 des Torsionsschwingungsdämpfers 156 dienen. Anschläge 174 begrenzen die Drehwinkel-Relativauslenkbarkeit von Eingangsdämpferteil 169 und Ausgangsdämpferteil 172 zueinander. Außerdem ist eine Reibvorrichtung 176 mit einem Reibelement 178 vorhanden, das mit dem antriebsseitigen Deckblech 126 des Eingangsdämpferteils 169 in Drehmitnahmeverbindung steht, und an der Nabenscheibe 168 des Ausgangsdämpferteils 172 durch eine Axialfeder 180 in Anlage gehalten wird, wobei diese Axialfeder 180 im Anlagebereich zwischen dem antriebsseitigen Deckblech 126 und dem Reibelement 178 angeordnet ist. Das Reibelement 178 kann sich an einer Reibfläche 181 an der Nabenscheibe 168 abstützen, die unter der Wirkung der Axialfeder 180 wiederum am abtriebsseitigen Deckblech 126 über eine weitere Reibfläche 182 in Anlage kommt.

Bezugszeichen

	1	Antriebsstrang
5	3	Kupplungsanordnung
	5	Kupplungsgehäuse
	7	Befestigungselemente
	9	Kupplungselement
	11	Antrieb
10	13	Brennkraftmaschine
	15	Drehachse
	17	Lagerzapfen
	19	antriebsseitige Gehäusenabe
	21	Zentrierführung
15	23	abtriebsseitige Gehäusenabe
	25	Getriebe
	27	Zahnrad
	29	Abtriebsorgan
	31	Getriebeeingangswelle
20	33	antriebsseitige Gehäusewandung
	35	abtriebsseitige Gehäusewandung
	37	Gehäuseaußenschale
	39	Widerlager
	41	Überbrückungskupplung
25	43	Kupplungsvorrichtung
	44	Kupplungskolbenfuß
	45	Kupplungskolben
	46	Trennwand
	47	Verzahnung
30	49	Pumpenradnabe
	51	Pumpenrad
	53	Lagerung
	55, 57	Abdichtung

	58	Axialanschlag
	59	Zapfen
	61	Bohrungen
	62	Außenlamellenträger
5	63	Bohrungen
	65	Innenlamellen
	66	Lamellenkupplung
	67	Reibbeläge
	69	Reibfläche
10	71	Gegenreibfläche
	72	Axialfeder
	73	Abdichtung
	74	Abstützung
	75	Innenlamellenträger
15	76	Verzahnung
	77	Steuerkammer
	79	Anschlüsse
	81	erste Steuerleitung
	83	Druckversorgungsanlage
20	85	zweite Steuerleitung
	86	Axialbohrungen
	87	dritte Steuerleitung
	88	Ringkanal
	89	vierte Steuerleitung
25	90	Mittenbohrung
	92	Pumpenradschale
	94	Pumpenradschaufeln
	96	Turbinenrad
	98	Turbinenradschale
30	100	Turbinenradschaufeln
	102	Leitrad
	104	hydrodynamischer Kreis
	106	Innentorus

	108	Leitradnabe
	110	Freilauf
	112	Leitradschaufeln
	114	Axiallagerung
5	116	Stützwelle
	118	Turbinenradfuß
	120	Verzahnung
	122	Turbinennabe
10	124	Verzahnung
	126	Deckbleche
	130	Nietverbindung
	132, 134	Axiallagerung
	136, 138	Abdichtung
	140	Übergangsraum
15	144	Gehäusewandungsnahe
	146	Druckplatte
	148	Lamellenkupplung
	150	Kolbendichtung
	152	Kolbenfuß
20	154	Kolben
	155	Kammer
	156	Torsionsschwingungsdämpfer
	158	Tellerfeder
	160	Zwischenlamelle
25	162	Zapfen
	164	Außenlamelle
	165	Innenlamelle
	166	Verzahnung
	168	Nabenscheibe
30	169	Eingangsdämpferteil
	170	Umfangsfederteil
	172	Ausgangsdämpferteil
	174	Anschläge



	176	Reibvorrichtung
	178	Reibelement
	180	Axialfeder
	181	Reibfläche
5	182	Reibfläche
	183	Aussparungen
	184	unterbrechungsfreier Belaganteil
	186	Abdichtung
	190	Anbindung
	191	Zapfen
	192	Abdichtungsträger
	193	Anbindungsstumpf
	194	Ausnehmung
	196	Dichtmittel

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Hydrodynamische Kupplungsanordnung mit zumindest  
5 einem Pumpenrad und einem Turbinenrad zur Bildung eines  
hydrodynamischen Kreises in einem Kupplungsgehäuse, das mit  
seiner einem Antrieb, wie beispielsweise einer Brennkraft-  
maschine, zugewandten antriebsseitigen Gehäusewandung mit  
dem Antrieb verbunden ist, und mittels einer Kupplungsvor-  
10 richtung mit dem Pumpenrad in Wirkverbindung versetzbar  
oder bezüglich dieser Wirkverbindung vom Pumpenrad trennbar  
ist, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die  
Kupplungsvorrichtung (43) innerhalb des Kupplungsgehäu-  
ses (5) angeordnet ist.

15 2. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 1,  
dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die Kupp-  
lungsvorrichtung (43) über eine Trennwand (46) verfügt, die  
einerseits den hydrodynamischen Kreis (104) begrenzt, und  
20 andererseits eine Steuerkammer (77) für die Kupplungsvor-  
richtung (43) zwischen sich und der einem Getriebe (25)  
zugekehrten abtriebsseitigen Gehäusewandung (35) ein-  
schließt, wobei die Steuerkammer (77) über eine erste Steu-  
erleitung (81) mit einer Druckversorgungsanlage (83) ver-  
25 bunden ist.

3. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 2  
mit einem in Umfangsrichtung drehfesten Kupplungskolben,  
dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die Trenn-  
30 wand (46) der Kupplungsvorrichtung (43) durch den Kupp-  
lungskolben (45) oder unter dessen Beteiligung gebildet  
ist.

4. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 2, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuerkammer (77) für die Kupplungsvorrichtung (43) durch die Druckversorgungsanlage (83) maximal mit einem Steuerdruck beaufschlagbar ist, welcher dem im hydrodynamischen Kreis (104) herrschenden Druck im wesentlichen entspricht.

5. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 2 und 4, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuerkammer (77) für die Kopplungsanordnung (43) durch die Druckversorgungsanlage (83) zwischen dem Steuerdruck und einem demgegenüber geringeren Restdruck umschaltbar ist.

6. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 5, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass der Restdruck in der Steuerkammer (77) im wesentlichen dem Atmosphärendruck entspricht.

7. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass dem Kupplungskolben (45) zumindest eine Abdichtung (73) zur druckdichten Trennung der Steuerkammer (77) vom hydrodynamischen Kreis (104) zugeordnet ist.

8. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 7, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die dem Kupplungskolben (45) zugeordnete Abdichtung (73) zumindest eine exakt vorbestimmte Restleckage zwischen dem hydrodynamischen Kreis (104) und der Steuerkammer (77) zulässt.

9. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass dem Kupplungskolben (45) zumindest eine Reibfläche (69) zugeordnet ist, die, bei Beaufschlagung des Kupplungskolbens (45) in Richtung zur abtriebsseitigen Gehäusewandung (35), als Abdichtung (73) zwischen dem hydrodynamischen Kreis (104) und der Steuerkammer (77) wirksam ist.

10. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibfläche (69) als Reibbelag (67) ausgebildet ist.

11. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Reibbelag (67) an einer Radialseite mit zum Durchfluss von Kühlmedium bestimmten Aussparungen (183) und an der anderen Radialseite mit einem in Umfangsrichtung im wesentlichen unterbrechungsfreien Belaganteil (184) versehen ist.

12. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Reibbelag (67) in Radialrichtung durchgängig mit zum Durchfluss von Kühlmedium bestimmten Aussparungen (183) versehen ist.

13. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass dem Reibbelag (67) im wesentlichen radial innerhalb desselben eine zwischen dem Kupplungskolben (45) und der abtriebsseitigen Gehäusewandung (35) wirksame zweite Abdichtung (186) zugeordnet ist.

14. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Abdichtung (186) mit im wesentlichen radial innerhalb des Reibbelages (67) im Kupplungskolben (45) vorgesehenen Strömungsdurchlässen (188) zusammenwirkt.

15. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Kupplungskolben (45) mit zumindest einer Lamelle (65) zusammenwirkt, an welcher wenigstens ein Reibbelag (67) aufgenommen ist.

16. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Lamelle (65) Teil einer Lamellenkupplung (66) ist, die in Achsrichtung über eine Mehrzahl von Lamellen (63, 65) verfügt, von denen zumindest ein Teil mit jeweils wenigstens einem Reibbelag (67) ausgebildet ist.

17. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Lamellenkupplung (66) zumindest eine Außenlamelle (63) aufweist, die an einer als Außenlamellenträger (62) dienenden Anbindung (190) am Pumpenrad (51) oder am Kupplungskolben (45) drehfest, aber axial verschiebbar, aufgenommen ist, und an wenigstens einer Innenlamelle (65) angreift, die an einem Innenlamellenträger (75) der abtriebsseitigen Gehäusewandung (35) drehfest, aber axial verschiebbar, aufgenommen ist.

18. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 13 bis 17, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die zweite Abdichtung (186) zwischen der der Steuerkammer (77) zugewandten Seite des Kupplungskolbens (45) und dem Innenlamellenträger (75) für die Innenlamelle (65) vorgesehen ist.

19. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 18, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die zweite Abdichtung (186) über einen am Kupplungskolben (45) befestigten Abdichtungsträger (192) verfügt, an welchem, vorzugsweise in einer Ausnehmung (194), ein Dichtmittel (196) aufgenommen ist.

20. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 19, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass an zumindest einer Lamelle (65) der Lamellenkupplung (66) an einer Reibfläche (69) und/oder in einem Reibbelag (67) weitere Strömungsdurchflüsse (188) vorgesehen sind.

21. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kupplungskolben (45) bei Anbindung zumindest einer Außenlamelle (63) der Lamellenkupplung (66) am Pumpenrad (51) mit einer dem Getriebe (25) zugewandten abtriebsseitigen Gehäusenabe (23) in drehfester Verbindung steht.

22. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kupplungskolben (45) bei drehfester Aufnahme wenigstens einer Außenlamelle (63) der Lamellenkupplung (66)

mit einer Pumpenradnabe (49) in drehfester Verbindung steht.

23. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 21 oder 22, dadurch g e k e n n z e i c h -  
n e t , dass der Kupplungskolben (45) im radial inneren Bereich über einen Kupplungskolbenfuß (44) verfügt, der über eine Axialverzahnung (47) mit dem den Kupplungskolben (45) dreh sichernden Bauteil (23, 49) in Wirkverbindung steht.

24. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 21, 22 oder 23, dadurch g e k e n n z e i c h -  
n e t , dass dem Kupplungskolbenfuß (44) ein an der ab-  
triebsseitigen Gehäusenabe (23) fixierter Axialanschlag (58) zur axialen Wegbegrenzung des Kupplungskolbens (45) in Richtung zum Pumpenrad (51) zugeordnet ist.

25. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 24, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kupplungskolben (45) durch eine Axialfeder (72) in Richtung zur abtriebsseitigen Gehäusewandung (35) mit einer Vorspannung beaufschlagbar ist, wobei sich die Axialfeder (72) an dem Axialanschlag (58) abstützt.

26. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 21 bis 25, dadurch g e k e n n z e i c h -  
n e t , dass der Kupplungskolben (45) gegenüber dem ihn dreh gesichert aufnehmenden Bauteil (23, 49) über eine radial innere Abdichtung (55) aufgenommen ist.

27. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass die abtriebsseitigen Gehäusenabe (23) Anschlüsse (79) zur Verbindung der Steuerkammer (77) mit der Druckversorgungsanlage (83) aufweist.

28. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 27, dadurch gekennzeichnet, dass der Kupplungsvorrichtung (43) eine zur Umgehung des hydrodynamischen Kreises (104) vorgesehene Überbrückungskupplung (41) zugeordnet ist.

29. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, dass die Überbrückungskupplung (41) über einen Torsionsschwingungsdämpfer (156) verfügt.

30. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungsvorrichtung (43) über den Hydraulischen Druck innerhalb des Kupplungsgehäuses (5) geschlossen wird.

31. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungsvorrichtung (43) kein Drehmoment überträgt wenn auf die Trennwand (46) der selbe hydraulische Druck wirkt als auf die Steuerkammer (77).

32. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungsvorrichtung (43) beim Start der Brennkraftmaschine im Öffnungssinne betätigt ist.



33. Hydrodynamische Kupplungsanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch g e k e n n z e i c h - n e t , dass die Steuerkammer (77) für die Kopplungsanordnung (43) durch die Druckversorgungsanlage (83) zwischen dem im hydrodynamischen Kreis (204) bestehenden Druck und einem demgegenüber geringeren Restdruck regelbar ist.

Zusammenfassung

5      Hydrodynamische Kupplungsanordnung mit einer  
         Kupplungsvorrichtung innerhalb des Kupplungsgehäuses

10      Eine hydrodynamische Kupplungsanordnung ist mit zumin-  
dest einem Pumpenrad und einem Turbinenrad zur Bildung ei-  
nes hydrodynamischen Kreises in einem Kupplungsgehäuse ver-  
sehen, das mit seiner einem Antrieb, wie beispielsweise  
einer Brennkraftmaschine, zugewandten antriebsseitigen Ge-  
häusewandung mit dem Antrieb verbunden ist, und mittels  
einer Kupplungsvorrichtung mit dem Pumpenrad in Wirkverbin-  
15      dung versetzbar oder bezüglich dieser Wirkverbindung vom  
Pumpenrad trennbar ist. Die Kupplungsvorrichtung ist inner-  
halb des Kupplungsgehäuses angeordnet.

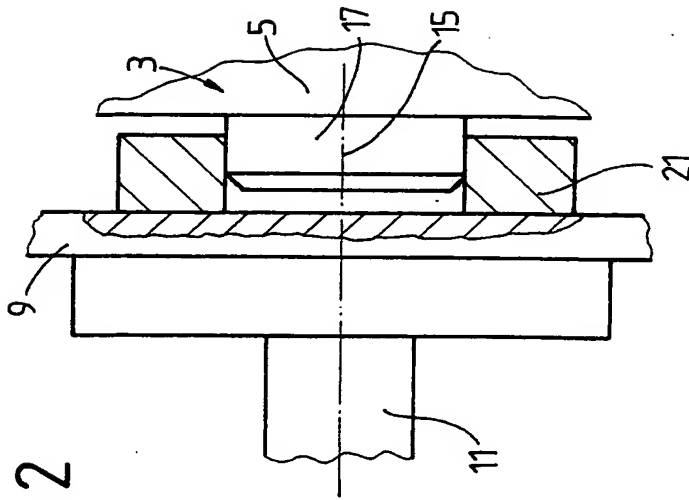


Fig. 2  
X

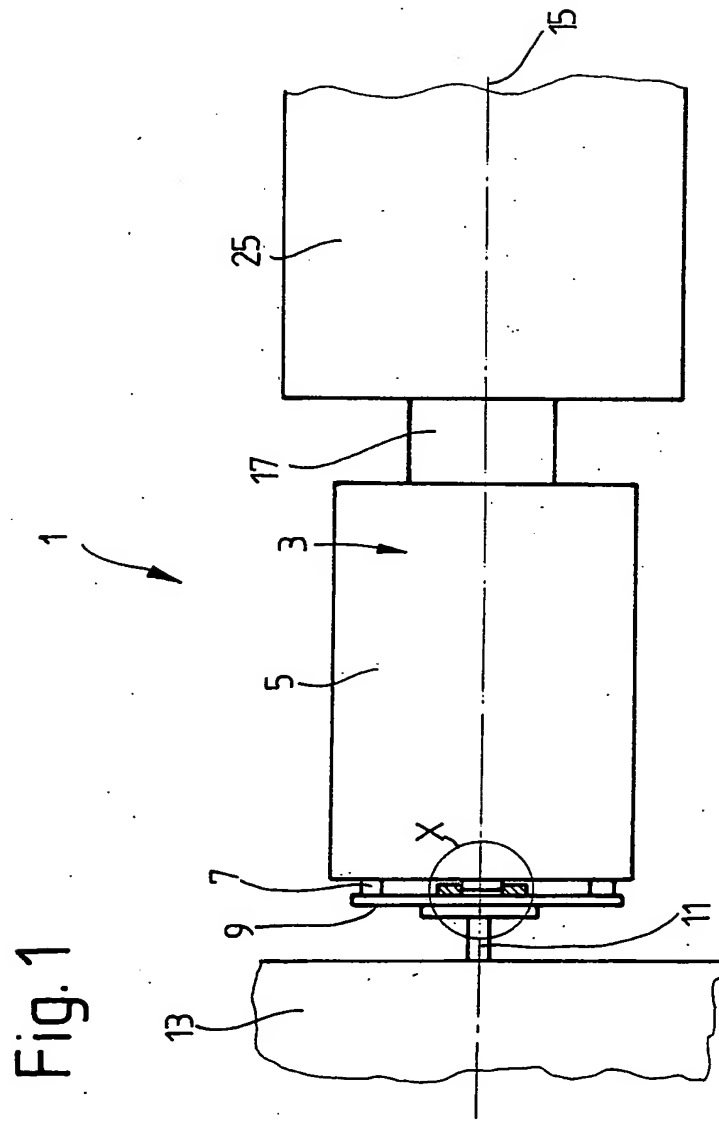
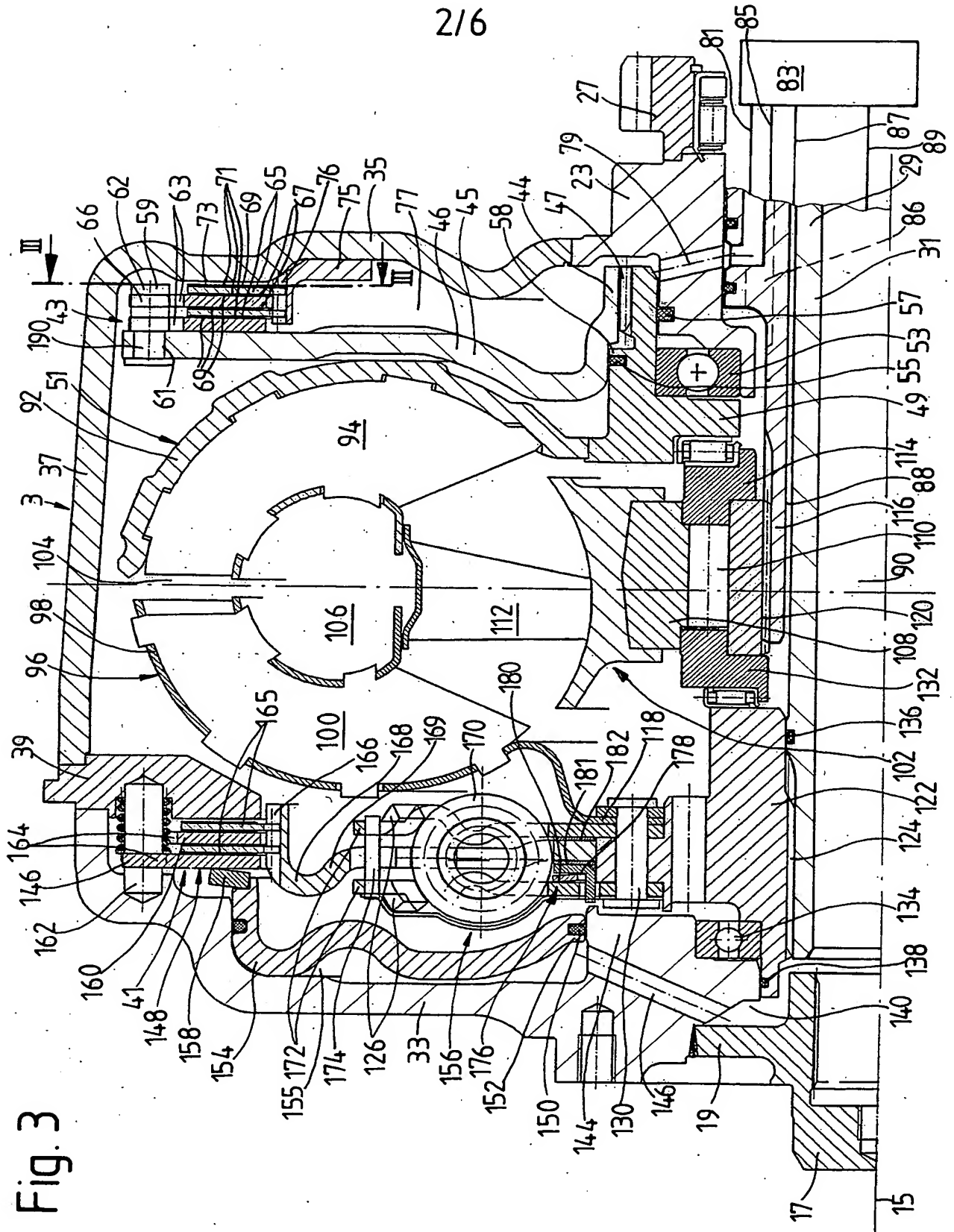
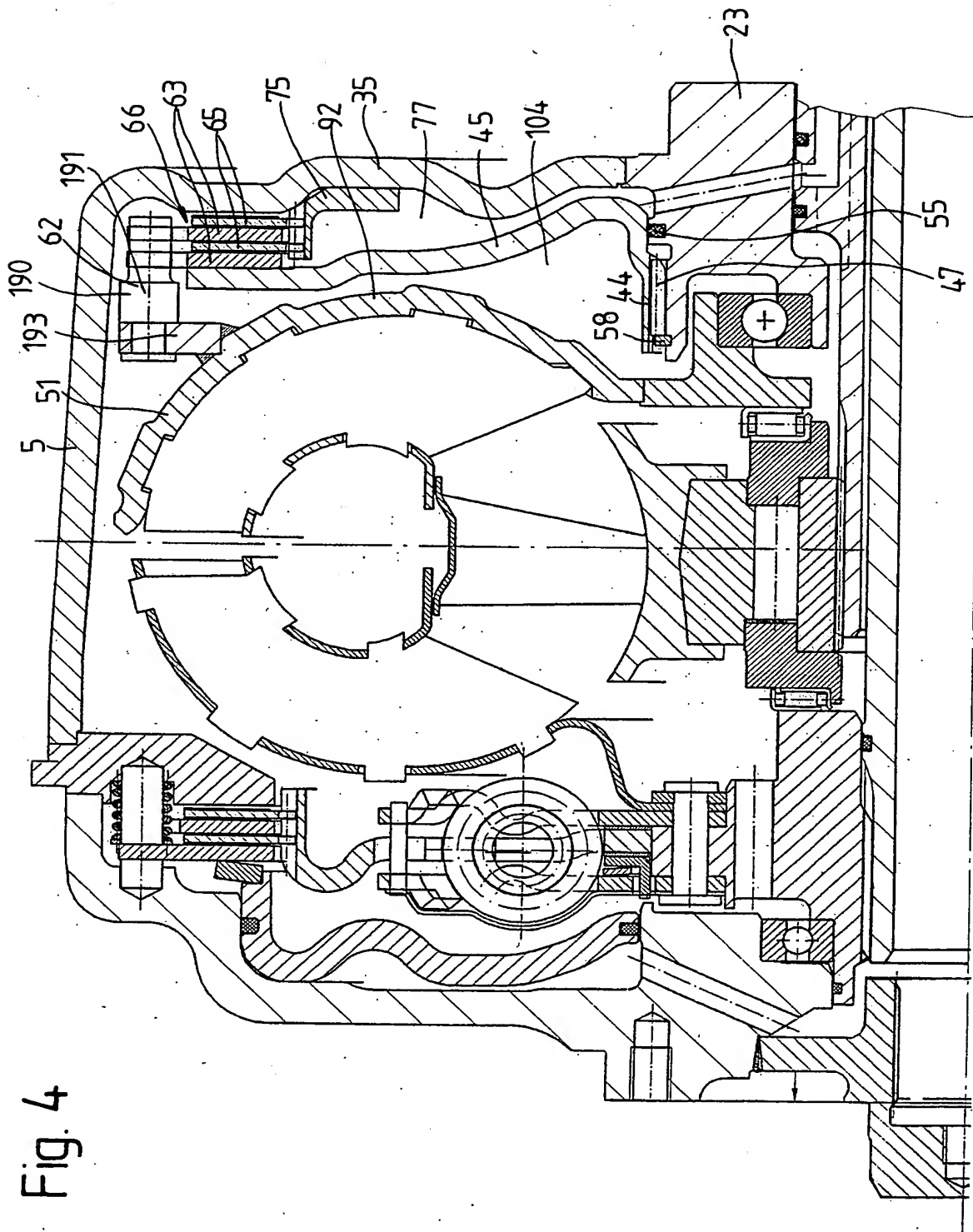


Fig. 1

Fig. 3





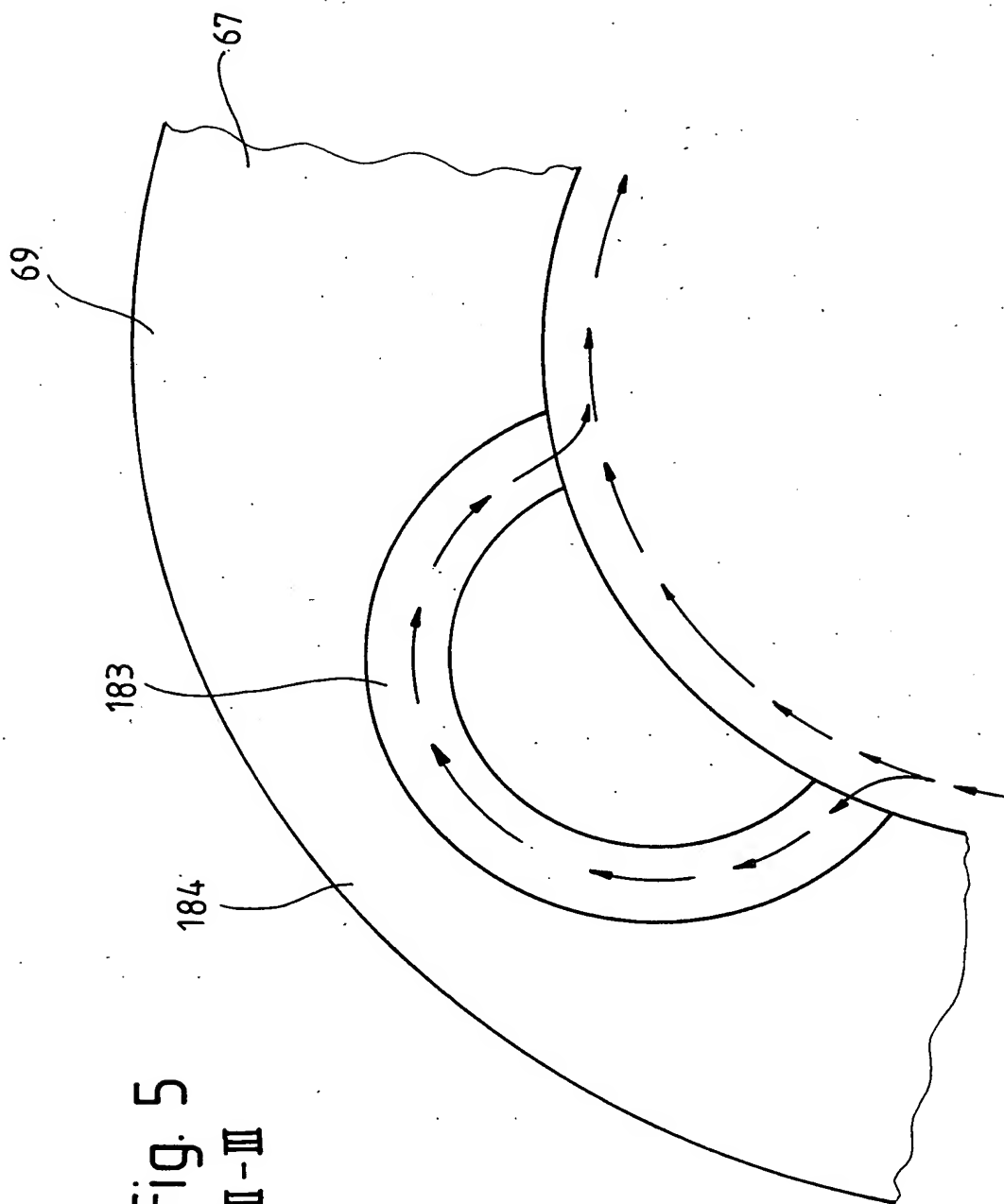


Fig. 5  
III-III

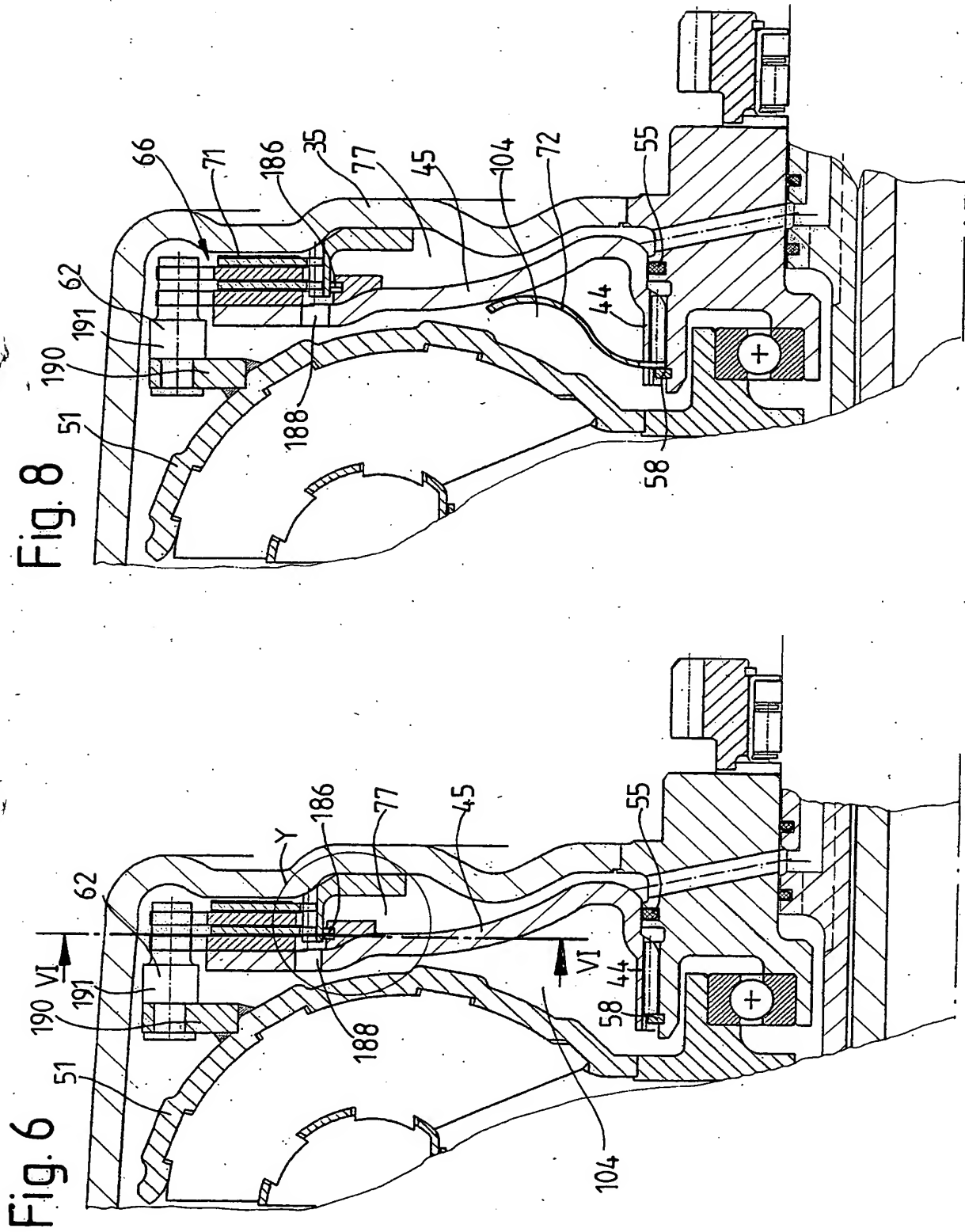


Fig. 7  
VI-VI

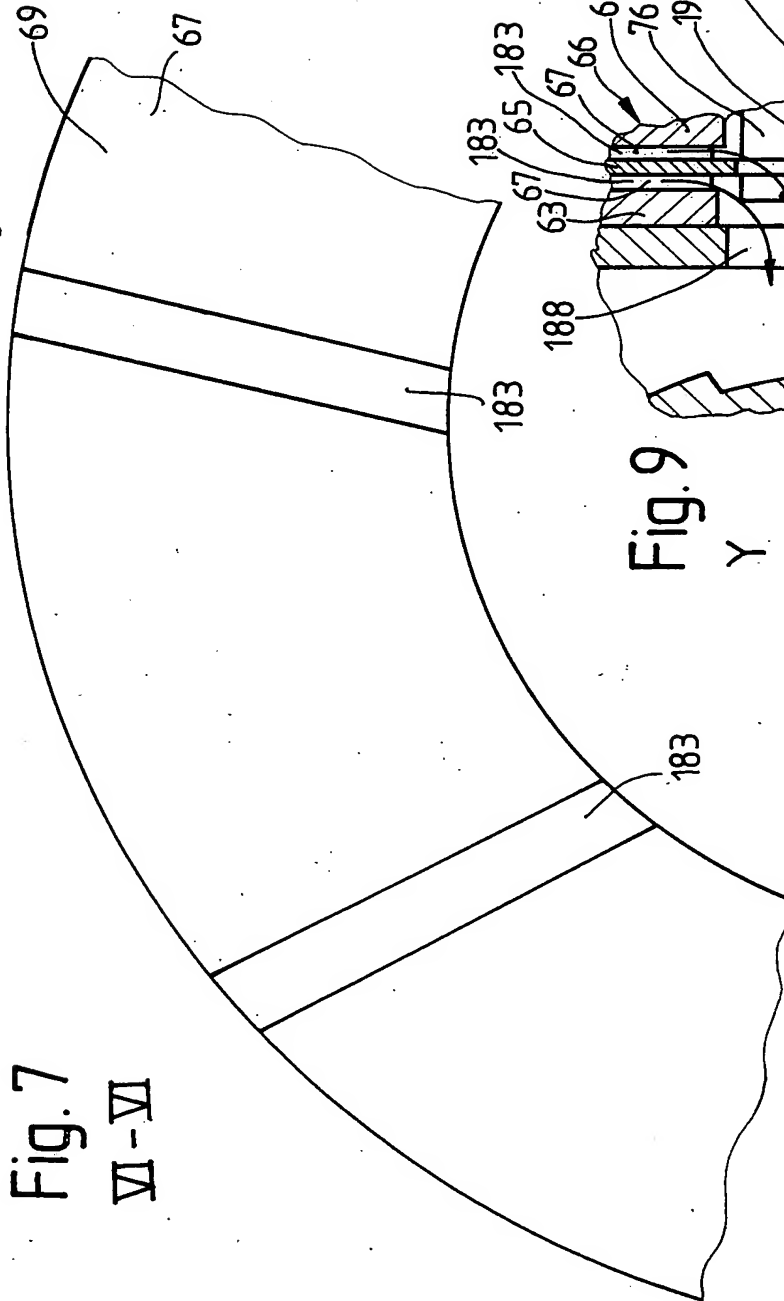


Fig. 9  
Y

